

⑤

Int. Cl. 2:

F 16 D 23/02

⑯ **BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND**

DEUTSCHES



PATENTAMT

Behördeneigentlich

DT 25 38 781 A 1

⑪

Offenlegungsschrift 25 38 781

⑫

Aktenzeichen: P 25 38 781.9

⑬

Anmeldetag: 1. 9. 75

⑭

Offenlegungstag: 10. 3. 77

⑳

Unionspriorität:

③② ③③ ③① —

⑤④

Bezeichnung: Zahnkupplung in Zahnradwechselgetriebe für
Lamellen-Synchronisierung mit direkt verstärkter Wirkung

⑦①

Anmelder: Dröschel, Helmut, 7141 Beilstein

⑦②

Erfinder: gleich Anmelder

⑤⑤

Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht zu ziehende Druckschriften:

DT-AS 12 84 309

DT-OS 22 56 363

FR 15 41 722

DT 25 38 781 A 1

Helmut Dröschel, Ing.

2538781

86.1-8
NACHSTREICH
D 7141 Beilstein
Uhlandstrasse 18

Patentanmeldung

Zahnkupplung in Zahnradwechselgetriebe
für Lamellen-Synchronisierung
mit direkt verstärkter Wirkung

Synchronisiereinrichtungen mit Reib-Lamellen oder mit Reib-Kegeln sind bekannt. Die Wirkung und die Geschmeidigkeit der Synchronisierung kann aus physikalischen Gründen nicht beliebig verstärkt werden.

Die maßgebenden Kennwerte oder Eigenschaften sind:

- a) Das Verhältnis von Reibkraft zu Schaltkraft, welches die Wirksamkeit bestimmt. Dieses Verhältnis ist ein Wirkungsgrad.
- b) Das Verhältnis von Reibkraft zu der entgegengesetzten Verdrehkraft infolge der geneigten Sperrflächen, welches die Sicherheit bestimmt.
(Bei verschiedenen wirksamen Radien unter Berücksichtigung derselben)
- c) Die Größe des Steigungswinkels γ dieser Sperrflächen, der die Ge-

709810/0146

ORIGINAL INSPECTED

schmeidigkeit bestimmt.

d) Die Größe der Reibflächen, welche den Größtwert der Reibkraft und dadurch den Kleinstwert der Schaltzeit begrenzt.

e) Die Größe der Gleitfläche zwischen Schaltmuffe und Schaltgabel oder Gleitstein, welche den Größtwert der Schaltkraft und dadurch ebenfalls den Kleinstwert der Schaltzeit begrenzt.

f) Ferner das Volumen der Synchronsteile, deren Wärmespeicherung bei sehr häufigen Schaltungen die Wirkung begrenzt. Weil diese Erfindung insbesondere den 1. Gang und 2. Gang oder Gruppenschaltungen betrifft, kann dieser Punkt entfallen.

g) Der Reibwert. Er sei nachfolgend $\mu = 0,1$, obwohl er entsprechend dem Werkstoff verschieden ist.

h) Ist die unter Punkt a) genannte Wirksamkeit groß, so bedeutet es auch, daß am Beginn des Synchronisiervorganges das Öl an den Reibflächen schnell weggedrückt wird. Die Federn dafür können deshalb schwach sein.

Erwünscht sind geringe Schaltkraft und Schaltzeit, hohe Geschmeidigkeit und Sicherheit.

Lamellen-Synchronisierungen haben meist 3 Paar Lamellen, also 6 Reibflächen. Deren gesamte Fläche (gemäß d) ist ca. 3- bis 4-mal so groß als bei Kegel-Synchronisierungen. Weil beim Zusammendrücken der Lamellen infolge der Reibung an ihren Nasen sich hinter jeder die Druckkraft vermindert, ist mit einer größeren Anzahl derselben keine wesentlich höhere Verstärkung möglich. Das Verhältnis dieser Wirksamkeit (gemäß a) ist $\mu \cdot 6 = 0,1 \cdot 6 = \underline{0,6}$ und dementsprechend sehr niedrig. Die Schaltkraft ist dadurch hoch. Die unter Punkt h) erwähnte Feder muß deshalb stark sein, so daß auch im Stand eine große Schaltkraft nötig ist. Weiter kann der unter Punkt c) erwähnte Steigungswinkel γ nur ca. 25° am Sperrzylinder sein, der hier denselben Hebelarm wie die Reibfläche hat. Die Geschmeidigkeit (gemäß c) ist infolge 25° gering. Der Faktor für die Verdrehkraft der Sperrflächen ist $\text{tg } 25^\circ = 0,47$. Das

709810/0146

unter Punkt b) beschriebene, für die Sicherheit maßgebende Verhältnis ist $0,6 : 0,47 = \underline{1,28}$.

Kegel-Synchronisierungen haben einen Neigungswinkel von ungefähr $6^{\circ}30'$ am Reib-Kegel. Ein kleinerer Winkel hat den Nachteil, daß am Ende des Schaltvorganges die Trennung der Reibkegel schwierig ist. Das Verhältnis der Wirksamkeit (gemäß a) ist $\mu : \sin 6^{\circ}30' = 0,1 : 0,113 = \underline{0,88}$. Es ist größer als bei Lamellen-Synchronisierungen, so daß Schaltkraft bzw. Schaltzeit geringer werden. Entsprechend dem größeren Verhältnis kann der Steigungswinkel γ an den Sperrflächen (gemäß c) mit 35° höher als vorher sein. Bei BW-Synchronisierung ist der wirksame Hebelarm der Sperrflächen 1,2-mal Reibkegel-Radius. Der auf letzteren reduzierte Faktor der Verdrehkraft der Sperrflächen ist deshalb $\tan 35^{\circ} \cdot 1,2 = 0,7 \cdot 1,2 = 0,84$. Damit ist die Sicherheit (gemäß b) $0,88 : 0,84 = \underline{1,05}$. (Die Zahlen sind nur zum Vergleich. Nebensächliche Einflüsse sind nicht berücksichtigt.)

Aufgabe dieser Erfindung ist es, bei Lamellen-Synchronisierungen die Wirksamkeit (a), den Sicherheitsgrad (b) und die Geschmeidigkeit (c) wie bei der BW-Kegel-Synchronisierung zu erreichen oder zu übertreffen unter Beibehaltung der Vorteile bei Lamellen gemäß Punkt d) sowie deren Unempfindlichkeit gegen Außermittigkeit. Ferner sollte eine gleichmäßige Ausnutzung durch dieselben spezifischen Drücke an den Flächen gemäß Punkt d) und e) erfolgen.

Diese Aufgabe wird bei einer Zahnkupplung der eingangs aufgeführten Gattung durch die im Kennzeichen des Anspruchs 1 beschriebenen Merkmale gelöst.

Durch die Erfindung wird während des Synchronisiervorganges (zu Punkt a) die über Schaltmuffe, Sperrflächen und Synchronisiererring gehende Schaltkraft im Verhältnis der Hebelarme der Verbindungsglieder in ihrem Druck auf die Lamellen verstärkt, so daß die Reibkraft an diesen höher ist und deshalb Schaltkraft bzw. Schaltzeit in vorteilhafter Wei-

se wesentlich geringer wird. Weil also (zu Punkt a) eine bestimmte Schaltkraft eine wesentlich größere Reibkraft ergibt, dürfen die Sperrflächen (zu Punkt c) einen größeren Neigungswinkel haben, so daß die Längsbewegung der Schaltmuffe am Ende des Synchronisiervorganges wesentlich geschmeidiger ist. Auf der kleineren Gleitfläche zwischen Schaltmuffe und Schaltgabel oder Gleitstein (zu Punkt e) lastet eine geringere Kraft als auf den größeren Reibflächen der Lamellen. Die Ausnutzung letzterer ist nun nicht durch die Fläche ersterer begrenzt wie bei üblichen Ausführungen, wo die Kräfte gleich sind. Weil ferner die Reibung an der Gleitfläche der Schaltmuffe relativ viel kleiner ist, kann die Synchronisierung auf der Antriebswelle sein, z.B. bei Verteilergetrieben, wo am Abtrieb das Differential ist.

Die erfindungsgemäße Ausgestaltung und Weiterbildung ist in den Unteransprüchen aufgeführt.

Die Ausgestaltung gemäß Anspruch 2 hat den Vorteil, daß diese Scheiben außerhalb des Schaltvorganges rollen können, also ohne Verschleiß infolge Fliehkraft. Ferner können sie hierbei den Synchronisiererring zentrieren.

Die Ausgestaltung gemäß Anspruch 3 hat den Vorteil, daß beim Schaltvorgang die belasteten Planflächen der Scheiben sich nicht relativ bewegen, so daß kein Verschleiß infolge axialer Kräfte eintritt.

Die Ausgestaltung gemäß Anspruch 4 hat folgenden Vorteil: am Beginn des Synchronisiervorganges (zu Punkt h) wird die von der Schaltmuffe über den mittels der Feder in die Rille gepressten Körper auf den Synchronisiererring übertragene Schaltkraft gleichfalls im Verhältnis der Hebelarme der Verbindungsglieder in ihrem Druck auf die Lamellen verstärkt. Dadurch wird das Öl zwischen den Lamellen schneller weggedrückt, was die Voraussetzung für die sofortige Reib-Wirkung und den störungsfreien Verlauf ist. Bzw. es kann die Kraft der Feder, welche die Größe der hierbei benötigten Schaltkraft begrenzt, wesentlich ge-

709810/0146

ringer als üblich sein. Hierdurch wird die Schaltkraft insbesondere im Stand geringer.

Die Ausgestaltung gemäß Anspruch 5 hat den Vorteil, daß eine Verschiebung der Enden der Federn parallel zueinander entfällt, weil diese beim Schalten gebogen werden.

Zusammengefasst kann folgendes gesagt werden: Die Wirkung der direkten Verstärkung (zu Punkt a) ist folgende: von der Schaltmuffe über Synchronisiererring und Gleitring lastet die Schaltkraft H axial auf dem äußeren Ende der Scheiben. Diese stützen sich am anderen Ende axial an der Stirnfläche des Zahnrades mit der inneren Kraft J ab. An ihrer anderen Fläche drücken die Scheiben mit dem kleinen Hebelarm auf den Druckring und dieser auf die Lamellen. Ist der kleine Hebelarm $1/3$ der Spannweite der Scheibe, so lastet auf die Lamellen die 3-mal so große Kraft $G = H \cdot 3$. Bei 6 Reibflächen an den Lamellen ist deren Reibkraft $R = G \cdot \mu \cdot 6 = H \cdot 3 \cdot 0,1 \cdot 6 = H \cdot 1,8$. Die Sperrflächen haben einen Radius, der 1,4-mal der mittlere Radius der Reibflächen ist. Die auf Kegel-Synchronisierung (1,2-mal) reduzierte Wirksamkeit (zu Punkt a) ist $1,8 : 1,4 \cdot 1,2 = 1,54$ und somit groß. Der Steigungswinkel ist $\gamma = 38^\circ$ (statt 35° wie üblich, aber bei Kegel-Synchronisierung). Die auf die Reibflächen reduzierte Verdrehkraft ist $V' = H \cdot \tan \gamma \cdot 1,4 = H \cdot \tan 38^\circ \cdot 1,4 = H \cdot 0,78 \cdot 1,4 = H \cdot 1,09$. Damit ist die Sicherheit (zu Punkt b) $1,8 : 1,09 = 1,65$ (statt 1,05 wie bei BW üblich). Trotz der geschmeidigeren Ausführung wird auch die Sicherheit größer! Dies bedeutet, daß die Synchronisierung noch bis $\mu' = 0,1 : 1,65 = 0,06$ ordnungsgemäß wirkt. Hierdurch und infolge der positiven Einflüsse, wie bei dem Vorteil von Anspruch 4 beschrieben, können die Federn (zu Punkt h) sehr schwach ausgeführt werden, wodurch ein großer Nachteil von Lamellen-Synchronisierungen für Hand-Schaltung beseitigt ist.

Die Weiterbildung gemäß Anspruch 5 ergibt den Vorteil, daß die Lamellen im 1. Gang etwas größer sein können.

In der Zeichnung ist ein in der nachfolgenden Beschreibung näher

709810/0146

erläutertes Ausführungsbeispiel maßstäblich dargestellt. Es zeigt:

Fig. 1 eine erfindungsgemäße Zahnkupplung im Längsschnitt nach den Linien L-M-N der Fig. 2,

Fig. 2 verschiedene Querschnitte nach den Linien A-A, B-B, C-C, D-D, E-E und I-I der Fig. 1,

Fig. 3 entspricht Fig. 1, aber während des Synchronisiervorganges.

Fig. 4 einen Schnitt nach Linie K-K der Fig. 3,

Fig. 5 eine Variante im Längsschnitt L-M.

Von einem Zahnradwechselgetriebe für große Pkw oder für Lkw bzw. Traktoren ist der 1. und 2. Gang gezeigt.

Auf einer (Abtriebs-)Welle 1 ist mittels Verzahnung und Spreng-ring 2 die Nabe 3 und ferner der Ring 4 befestigt. Auf der Welle 1 sind das Zahnrad 5 des 1. Ganges und das Zahnrad 6 des 2. Ganges drehbar angeordnet, die angespitzte Schaltzähne 7 und sechs Löcher 8 haben. Bei der Herstellung werden letztere zuerst gebohrt und ergeben am fertig bearbeiteten Zahnrad 5 Längsnuten 9, die eine halbrunde Form bis zur Ringnut 10 haben. Links davon haben die entsprechenden Längsnuten 11 die Form eines Segments, wie in Fig. 2 der Schnitt C-C zeigt. Letztere sind durch Stoßen hergestellt und liegen mit den Längsnuten 9 in einer Flucht. In die Längsnuten 9 bzw. 11 greifen längsbeweglich die Innen-Lamellen 12, der Druckring 13 und der Gleitring 14 ein. (Lamelle bedeutet stets Reib-Lamelle).

Der Synchronisiererring 15 hat außen angespitzte Schaltzähne 16 und drei Nasen 17. Er hat die Form eines Topfes mit Längsschlitz 18. In letztere greifen längsbeweglich die Außen-Lamellen 19 ein. Die runden Scheiben 20 rollen bei ausgeschaltetem Gang zwischen Zahnrad 5 und Synchronisiererring 15 und zentrieren ihn. Die äußere Fläche 21 der Scheiben 20 ist kugelig.

Die Schaltmuffe 22 hat innen angespitzte Schaltzähne 23, die längs-

709810/0146

beweglich in die Nabe 3 eingreifen. Letztere hat drei große Längsnuten 24 mit kleinen radialen Bohrungen 25 am Boden. Die Schaltmuffe 22 hat innen eine ringförmige Rille 26. In letztere werden drei Pilze 27 durch die Federn 28 hineingedrückt. Ihre kugelförmigen inneren Enden 29 sind in den Bohrungen 25 gelenkig angeordnet.

In die Längsnuten 24 greifen die Nasen 17 mit einem Verdrehspiel ein, das gleich der Breite eines Schaltzahnes 16 ist. Die Nasen 17 sind neben den Pilzen 27.

Wie Fig. 3 bzw. 4 zeigt, liegen beim Synchronisiervorgang die Sperrflächen 30 und 31 aneinander. Sie haben den Steigungswinkel γ . Die Scheiben 20 liegen ohne zu gleiten an den ringförmigen Stirnflächen 32, 33 und 34 an, die von außen nach innen bezeichnet sind. Die erste Innen-Lamelle 35 ruht am Zahnrad 5 oder 6, um das Schleifen der Stirnfläche 36 desselben bei der Herstellung zu vermeiden.

Wirkungsweise

Fig. 1 zeigt den ausgeschalteten Gang. Die Schaltmuffe 22 ist in der Mittelstellung. Die Scheiben 20 rollen zwischen den Zahnrädern 5 bzw. 6 und dem Synchronisiererring 15, den sie zentrieren.

Fig. 3 zeigt den Synchronisiervorgang. Durch die von Hand kommende Schaltkraft H wurde die Schaltmuffe 22 und der Synchronisiererring 15 aus der Mittelstellung herausbewegt und die Pilze 27 etwas nach innen gedrückt, bis alle Teile 14, 20, 13, 19, 12, 35 und 5 aneinander liegen. Die Scheiben ²⁰ Übersetzen die Kraft H, so daß auf die Lamellen 12 und 19 die ca. 3-mal größere Kraft G lastet. (Ferner entsteht noch die innere Kraft J.) Hierdurch entsteht die tangentielle Reibkraft R, welche den Gleichlauf erzeugt.

Die Schaltkraft H erreicht bei der Einleitung der Schaltbewegung dann ihre volle Größe, wenn der Widerstand ansteigt. Dementsprechend wird sie wie folgt übertragen: anfangs ganz, später zum kleinen Teil

709810/0146

ORIGINAL INSPECTED

als H_1 , begrenzt durch die Kraft F der Federn 28; über die Sperrflächen 30 und 31, wie Fig. 4 zeigt. Letztere erzeugen die Verdrehkraft V , welche zunächst ohne Wirkung ist, weil sie viel kleiner als die entgegengesetzt am System wirkende Reibkraft R ist. Später, wenn Gleichlauf erreicht ist, bewirkt V eine Verdrehung zwischen dem Synchronisiererring 15 und der Schaltmuffe 22. Die letztere kann dann weiter bewegt werden.

In wahlweiser Ausführung können die Pilze 27 auch andere Körper, z.B. Gleitsteine sein.

Variante, Fig. 5

Die Schaltmuffe 22 und das Zahnrad 5 des 1. Ganges haben Stirnverzahnungen 37 mit Anspitzung und Hinterschnitt, hergestellt im Gleason/Curvic- oder im Oerlikon-Verfahren. Bei eingerücktem Gang greifen sie ineinander. Wie ersichtlich, haben die Lamellen 12 und 19 beim 1. Gang einen relativ größeren Durchmesser. Die Wirkungsweise und die übrige Anordnung ist die gleiche.

Der Umfang der Erfindung gemäß Anspruch 1 erstreckt sich auch auf anders geformte Verbindungsglieder 20.

In Betracht gezogene Druckschriften: keine

Hierzu 1 Blatt Zeichnung

Helmut Gröschel

709810/0146

Patentansprüche

**Zahnkupplung in Zahnradwechselgetriebe
für Lamellen-Synchronisierung
mit direkt verstärkter Wirkung**

1. Synchronisiereinrichtung für eine schaltbare Zahnkupplung, insbesondere für Zahnradwechselgetriebe mit vorher angeordneter Hauptkupplung, mit geneigten Sperrflächen einerseits an der Schaltmuffe und andererseits an dem mit Verdrehspiel dazu angeordneten Synchronisiererring für die Sperr-Wirkung beim Schaltvorgang bis zum Gleichlauf, die für die Übertragung der Drehung durch Reibung hierbei zwischen dem Synchronisiererring und dem anzukuppelnden Teil - normalerweise dem Zahnrad - mehrere Reib-Lamellen mit abwechselnden inneren und äußeren Nasen hat, von denen die einen in das Zahnrad und die anderen in den Synchronisiererring längsbeweglich eingreifen, wobei die letzte Lamelle die Form eines Druckringes hat, dadurch gekennzeichnet, daß als Hebel ausgebildete Verbindungsglieder (20) zwischen dem anzukuppelnden Teil bzw. Zahnrad (5 oder 6), dem Synchronisiererring (15) und dem Druckring (13) sind, die sich mit der zur Schaltmuffe (22) zugewandten Seite mit ihren Enden axial zum Zahnrad (5 oder 6) und zum Synchronisiererring (15), und dazwischen auf der entgegengesetzten Seite zum Druckring (13) hin abstützen.

2. Synchronisiereinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß diese Verbindungsglieder runde, vorzugsweise ebene Scheiben (20) sind.

3. Synchronisiereinrichtung nach Anspruch 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen dem Synchronisiererring (15) und den Scheiben (20) ein Gleitring (14) ist, welcher in das Zahnrad (5 oder 6) längsverschiebbar eingreift wie der Druckring (13) auf der anderen Seite der Scheiben (20).

4. Synchronisiereinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß Körper (27) auf Federn (28) in der Neutralstellung in eine Rille (26) der Schältnuffe (22) einrasten, und daß diese Körper (27) neben dem Synchronisiererring (15) sind, der fähig ist, zu den Verbindungsgliedern (20) bzw. Hebeln hin zu drücken.

5. Synchronisiereinrichtung nach Anspruch 1 und 4, dadurch gekennzeichnet, daß besagte Körper Pilze (27) neben den Nasen (17) des Synchronisiererringes (15) sind, deren kugelförmige innere Enden (29) in radialen Bohrungen (25) der Nabe (3) gelenkig angeordnet sind.

6. Synchronisiereinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Schältnuffe (22) und das anzukuppelnde Teil bzw. das Zahnrad (5) Stirnverzahnungen (37) zum Schalten haben.

709810/0146

ORIGINAL INSPECTED

